

**This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problems Mailbox.**

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-334454  
(43)Date of publication of application : 17.12.1996

(51)Int.CI. G01N 19/02  
B22D 11/16  
B22D 11/16  
B62D 6/00  
G01N 3/56  
// B62D137:00

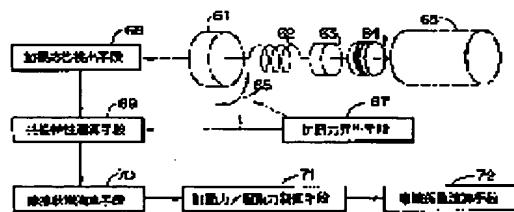
(21)Application number : 07-138307 (71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB INC  
(22)Date of filing : 05.06.1995 (72)Inventor : ASANO KATSUHIRO  
SUGAI MASARU

## (54) FRICTION STATE DETECTOR

### (57)Abstract:

PURPOSE: To precisely detect a friction state with much noise and momentarily changing frictional coefficient.

CONSTITUTION: The friction state detector is provided with an exciting force generating means 67 for exciting a vibration system composed of a road face and a wheel by the exciting force of resonance frequency, an excitation response detection means 68 for detecting response to this exciting force, and a response characteristic calculation means 69 for calculating the resonance characteristics of the vibration system based on the excitation and the excitation response. It is constituted of a friction state calculation means 70 for calculating the friction state based on the calculated resonance characteristics, a braking force/driving force control means 71 for controlling the braking force/driving force so that the calculated friction state is set to the state right before sliding from the calculated friction state, and a friction coefficient calculation means 72 which calculates the maximum friction force value based on this braking/driving forces and finds the friction coefficient by diving this value by the dead load of the device. The friction state is calculated by resonance characteristics sensitively reflecting the friction state so that the friction state can be detected precisely even in a state as with much noise and momentarily changing frictional coefficient.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 29.08.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-334454

(43)公開日 平成8年(1996)12月17日

(51)Int.Cl.<sup>6</sup>  
G 0 1 N 19/02

識別記号

府内整理番号

F I  
G 0 1 N 19/02

技術表示箇所  
C  
B

B 2 2 D 11/16

1 0 4

B 2 2 D 11/16

1 0 4 A

1 0 5

1 0 5

B 6 2 D 6/00

B 6 2 D 6/00

審査請求 未請求 請求項の数 5 O.L (全 13 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平7-138307

(71)出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1

(22)出願日 平成7年(1995)6月5日

(72)発明者 浅野 勝宏

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 菅井 賢

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番  
地の1 株式会社豊田中央研究所内

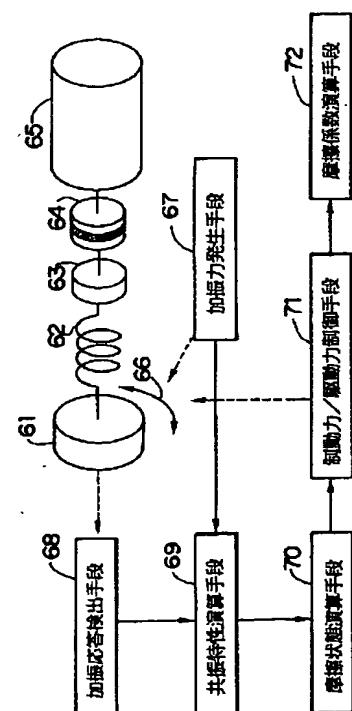
(74)代理人 弁理士 中島 淳 (外1名)

(54)【発明の名称】 摩擦状態検出装置

(57)【要約】

【目的】ノイズが多く、摩擦係数が刻々と変化する摩擦状態を正確に検出する。

【構成】路面と車輪からなる振動系を、共振周波数の加振力で加振する加振力発生手段と、この加振力に対する応答を検出する加振応答検出手段と、加振力と加振応答に基づいて、振動系の共振特性を演算する共振特性演算手段と、演算された共振特性に基づいて摩擦状態を演算する摩擦状態演算手段と、演算された摩擦状態を滑りだす直前の状態になるように制動力/駆動力を制御する制動力/駆動力制御手段と、この制動力/駆動力に基づいて最大摩擦力の値を演算し、この値を装置の自重で除算することにより摩擦係数を求める摩擦係数演算手段とから構成される。摩擦状態を敏感に反映する共振特性で摩擦状態を演算するため、ノイズが多く、摩擦係数が刻々と変化する状況でも正確に摩擦状態を検出できる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 摩擦力の生じる接触面の片面側要素に該接触面と略平行な方向に変位するばね要素を接続し、該ばね要素の他端に慣性体を接続した振動系と、該振動系の共振周波数又は共振周波数近傍の振動成分を含む加振力により、前記振動系を加振する加振力発生手段と、該加振力発生手段により加振された振動系の加振応答の状態量を検出する加振応答検出手段と、前記加振力発生手段により発生された加振力の状態量と、前記加振応答検出手段により検出された加振応答の状態量とに基づいて、前記振動系の共振特性を演算する共振特性演算手段と、該共振特性演算手段により演算された共振特性に基づいて前記接触面における摩擦状態を演算する摩擦状態演算手段と、を含む摩擦状態検出装置。

【請求項 2】 摩擦力の生じる接触面の片面側要素に接続されて該接触面と略平行な方向に変位するばね要素と、該ばね要素の他端に接続された慣性体とからなり、外力によって加振される振動系と、前記外力の状態量を検出する外力検出手段と、前記外力により加振された前記振動系の加振応答の状態量を検出する状態検出手段と、前記外力検出手段により検出された外力の状態量と、前記加振応答検出手段により検出された加振応答の状態量とに基づいて、前記振動系の共振特性を演算する共振特性演算手段と、該共振特性演算手段により演算された共振特性に基づいて前記接触面における摩擦状態を演算する摩擦状態演算手段と、を含む摩擦状態検出装置。

【請求項 3】 摩擦力の生じる接触面の片面側要素に該接触面と略平行な方向に変位するばね要素を接続し、該ばね要素の他端に慣性体を接続した振動系と、該振動系の共振周波数又は共振周波数近傍の振動成分を含む加振力により、前記振動系を摩擦力の発生方向に加振する加振力発生手段と、該加振力発生手段により加振された前記振動系の加振応答の状態量を検出する加振応答検出手段と、前記加振力発生手段により発生された加振力の状態量と、前記加振応答検出手段により検出された加振応答の状態量とに基づいて、前記振動系の共振特性を演算する共振特性演算手段と、前記接触面の片面側要素に作用力を与える作用力発生手段と、前記共振特性演算手段により演算された共振特性に基づいて、前記接触面が滑りだす直前の状態になるように前記作用力発生手段を制御する最大摩擦力状態制御手段と、を含む摩擦状態検出装置。

【請求項 4】 摩擦力の生じる接触面の片面側要素に接続されて該接触面と略平行な方向に変位するばね要素と、該ばね要素の他端に接続された慣性体とからなり、外力によって加振される振動系と、

前記外力の状態量を検出する外力検出手段と、前記外力により加振された前記振動系の加振応答の状態量を検出する状態検出手段と、前記外力検出手段により検出された外力の状態量と、前記加振応答検出手段により検出された加振応答の状態量とに基づいて、前記振動系の共振特性を演算する共振特性演算手段と、

前記接触面の片面側要素に作用力を与える作用力発生手段と、

前記共振特性演算手段により演算された共振特性に基づいて、前記接触面が滑りだす直前の状態になるように前記作用力発生手段を制御する最大摩擦力状態制御手段と、

を含む摩擦状態検出装置。

【請求項 5】 前記最大摩擦力状態制御手段により前記接触面が滑りだす直前の状態になった時の作用力に基づいて、前記接触面における最大摩擦力の値を演算する最大摩擦力演算手段と、

該最大摩擦力演算手段により演算された最大摩擦力の値に基づいて前記接触面の摩擦係数を演算する摩擦係数演算手段と、

をさらに含む請求項 3 又は請求項 4 の摩擦状態検出装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は摩擦状態検出装置に係り、特に摩擦力の生じる接触面を有する振動系の共振特性に基づいて摩擦状態を検出し、また接触面が滑りだす直前の摩擦状態になるように制御する摩擦状態検出装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 摩擦力若しくは摩擦係数を測定する技術、及び摩擦状態を検出して制御を行う技術として以下のものがある。

【0003】 図 7 に示すモデルにおいて、質量  $M$  の物体 1 と被計測面 2 との間に発生する最大摩擦力  $F_{max}$  は、荷重を  $W$  ( $= M g$  ;  $g$  は重力加速度)、静止摩擦係数を  $\mu_{stat}$  とすると、

$$F_{max} = \mu_{stat} \cdot W$$

で表される。ここで、外部から印加される外力  $F_{ext}$  が最大摩擦力  $F_{max}$  以下であれば、静止状態に留まる。しかし、外力  $F_{ext}$  が一旦最大摩擦力  $F_{max}$  を超えると突然滑りだす。その時の摩擦力  $F_{trans}$  は、動摩擦係数  $\mu_{trans}$  により、

$$F_{trans} = \mu_{trans} \cdot W$$

で表される。

【0004】しかし、このように、外力  $F_{ext}$  が最大摩擦力  $F_{max}$  を超えるまでは全く変化がなく、最大摩擦力を超えたと同時に状態が大きく変化するため、滑りだす前に滑りだす直前の状態にあるか否かを知ることは大変難しい。

【0005】そこで、従来の摩擦力測定装置では、事前に外力を加えて滑らせ、その時の最大摩擦力  $F_{max}$  を調べることにより摩擦力を測定し、さらに最大摩擦力  $F_{max}$  を装置の自重で除算することにより静止摩擦係数  $\mu_{st}$  を測定するようにしていた。

【0006】また、鋳造技術の分野では、連続鋳造用の鋳型を振動台に固定支持すると共に加振ビームを介して加振源に連結し、この加振源の動作により加振ビームを所定の支点回りに揺動させ、この鋳型を加振しつつ行われる鋳片の引き抜きに際し、鋳片と鋳型との間に作用する摩擦力を測定する技術がある。これらの技術は、鋳型と鋳片との間の摩擦力が加振源の負荷に影響を与えることを利用するもので、鋳型の振動系の特性を伝達関数にて表現し、この伝達関数に基づいて鋳型と鋳片との間の摩擦力を測定するというものである。このような鋳造技術の分野における摩擦力測定技術で特に演算速度の向上と正確さを期した技術として、特開平4-84652号公報に開示された技術などがある。

【0007】特開平4-84652号公報の技術は、加振された鋳型から鋳片を引き抜くに際し、両者間に作用する摩擦力を、加振ビームの支点よりも鋳型寄りの部分をモード分解法にて定式化した状態空間モデルに従い、加振する際に鋳型に働く揺動トルクと、加振により鋳型に生じる変位に基づいて演算するというものである。なお、鋳型に働く揺動トルクを正確に求めるため、加振シリンダなどの加振源が発する加振力及び加振ビームの支点よりも加振源よりの部分において加振ビームに生じる歪みを検出し、検出された加振力を加振ビームに生じた歪みで補正して揺動トルクを演算するという方法を用いている。このように、この技術では、加振ビームの支

$$S = (v_{v*} - v_w) / v_{v*}$$

この  $\mu - S$  特性では、あるスリップ率（図9のA2領域）で摩擦係数  $\mu$  がピーク値をとるようになる。

【0013】そこで、従来のアンチロックブレーキ制御装置では、車体速度と車輪速度とからスリップ率を検出し、摩擦係数  $\mu$  がピーク値をとるようなスリップ率になるようにブレーキ力を制御するようにしていた。

【0014】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の摩擦力検出装置では、滑ることが許されない場合や摩擦係数が変化する場合などにおいて、摩擦状態が現在いかなる状態にあるのかをリアルタイムに検出することが極めて困難になる。このような例として、摩擦力を検出して荷物が滑り落ちない必要最小限の力で荷物を把持する荷物把持装置がある。

点から加振対象となる鋳型までの間を支点に作用する揺動トルクにより振動台と鋳型とからなる集中質量を加振する撓み梁として簡略にモデル化することにより高速演算を達成し、さらに揺動トルクを演算する際に、加振力を加振ビームの歪みで補正することによって正確な摩擦力の測定を可能にしている。

【0008】また、自動車の制御技術の分野で、車輪と路面との間の摩擦係数を測定し、この摩擦係数に基づいて制御を行う技術として、特開平4-230472号公報に開示された電子制御パワーステアリング装置などがある。

【0009】特開平4-230472号公報に開示された摩擦係数の測定方法は、コントローラからソレノイドバルブへ加振信号を入力することにより例えば後輪を土1mm相当の舵角、周波数2Hzで周期的に転舵し、この周期的な転舵により後輪に発生したコーナリングフォースやセルフアライングトルクに対する反力をロードセル等の反力センサにより検出し、検出された反力の値に基づいてコーナリングパワーやセルフアライングパワーを演算し、これらのパワーと路面摩擦係数との関係に基づいて演算結果により路面摩擦係数を計測するというものである。

【0010】また、路面と車輪との摩擦状態を推測して、接触面が滑りだす直前の状態になるようにブレーキ力を制御することにより、急ブレーキをかけても車輪がロックされてスリップすることを防ぐ技術としてアンチロックブレーキ制御装置がある。

【0011】ここで、車両がある速度で走行している時、ブレーキをかけていくと車輪と路面との間にスリップが生じるが、車輪と路面との間の摩擦係数  $\mu$  は、下記の（1）式で表されるスリップ率  $S$  に対し、図9のように変化することが知られている。なお、 $v_{v*}$  は実車体速度、 $v_w$  は車輪速度である。

【0012】

・・・ (1)

【0015】また、特開平4-84652号公報の摩擦力測定装置では、揺動トルクにより振動している集中質量で近似された鋳型の線形モデルを仮定し、単に揺動トルクと鋳型の変位に基づいて、鋳型の振動に影響を与えている摩擦力を演算するため、ノイズ等の影響を受けやすい、という問題がある。また、上記の仮定を満たさない条件下では、このモデルでは摩擦力の正確な測定ができないため、応用範囲がきわめて狭いという問題が生じる。仮に条件に合ったモデルを構築できたとしてもモデルによっては複雑な演算が必要となる場合が多く、かかる場合にはリアルタイムに摩擦力を演算できなくなるという新たな問題も生じる。

【0016】また、特開平4-230472号公報に開示された摩擦係数の測定方法では、車輪を周期的に転

舵してコーナリングフォース等を発生させ、これに対する車輪の反力を検出する必要があり、測定システムが複雑になるという問題がある。さらに、コーナリングパワー等と路面摩擦係数との関係を所定のモデルで仮定しているため、ノイズに弱いという問題もある。

【0017】また、従来のアンチロックブレーキ制御装置では、運転中のタイヤと路面との間の摩擦係数 $\mu$ が時々刻々変化し、かつノイズも多いので、摩擦係数 $\mu$ がピークとなるスリップ率も変化し、適切なブレーキ制御はきわめて困難となる。

【0018】本発明は上記従来の問題点を解消するためになされたもので、システム構成や条件の依存度の大きいモデルを仮定し、単なる振動特性や変位応答等に基づいて摩擦状態を検出するのではなく、摩擦力をより敏感に反映する共振状態を積極的に作りだし、この共振状態の共振特性に着目して摩擦状態を演算することにより、ノイズが多く、また摩擦状態が時々刻々と変化する状況においても摩擦状態を正確に検出できると共に、適用範囲の広いシンプルな構成の摩擦状態検出装置を提供することを目的とする。

#### 【0019】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、請求項1の発明は、摩擦力の生じる接触面の片面側要素に該接触面と略平行な方向に変位するばね要素を接続し、該ばね要素の他端に慣性体を接続してなる振動系と、該振動系の共振周波数又は共振周波数近傍の振動成分を含む加振力により、前記振動系を加振する加振力発生手段と、該加振力発生手段により加振された振動系の加振応答の状態量を検出する加振応答検出手段と、前記加振力発生手段により発生された加振力の状態量と、前記加振応答検出手段により検出された加振応答の状態量とに基づいて、前記振動系の共振特性を演算する共振特性演算手段と、該共振特性演算手段により演算された共振特性に基づいて前記接触面における摩擦状態を演算する摩擦状態演算手段と、を含んで構成されている。

【0020】請求項2の発明は、摩擦力の生じる接触面の片面側要素に接続されて該接触面と略平行な方向に変位するばね要素と、該ばね要素の他端に接続された慣性体とからなり、外力によって加振される振動系と、前記外力の状態量を検出する外力検出手段と、前記外力により加振された前記振動系の加振応答の状態量を検出する状態検出手段と、前記外力検出手段により検出された外力の状態量と、前記加振応答検出手段により検出された加振応答の状態量とに基づいて、前記振動系の共振特性を演算する共振特性演算手段と、該共振特性演算手段により演算された共振特性に基づいて前記接触面における摩擦状態を演算する摩擦状態演算手段と、を含んで構成されている。

【0021】請求項3の発明は、摩擦力の生じる接触面の片面側要素に該接触面と略平行な方向に変位するばね

要素を接続し、該ばね要素の他端に慣性体を接続してなる振動系と、該振動系の共振周波数又は共振周波数近傍の振動成分を含む加振力により、前記振動系を摩擦力の発生方向に加振する加振力発生手段と、該加振力発生手段により加振された前記振動系の加振応答の状態量を検出する加振応答検出手段と、前記加振力発生手段により発生された加振力の状態量と、前記加振応答検出手段により検出された加振応答の状態量とに基づいて、前記振動系の共振特性を演算する共振特性演算手段と、前記接觸面の片面側要素に作用力を与える作用力発生手段と、前記共振特性演算手段により演算された共振特性に基づいて、前記接觸面が滑りだす直前の状態になるように前記作用力発生手段と、を含んで構成されている。

【0022】請求項4の発明は、摩擦力の生じる接觸面の片面側要素に接続されて該接觸面と略平行な方向に変位するばね要素と、該ばね要素の他端に接続された慣性体とからなり、外力によって加振される振動系と、前記外力の状態量を検出する外力検出手段と、前記外力により加振された前記振動系の加振応答の状態量を検出する状態検出手段と、前記外力検出手段により検出された外力の状態量と、前記加振応答検出手段により検出された加振応答の状態量とに基づいて、前記振動系の共振特性を演算する共振特性演算手段と、前記接觸面の片面側要素に作用力を与える作用力発生手段と、前記共振特性演算手段により演算された共振特性に基づいて、前記接觸面が滑りだす直前の状態になるように前記作用力発生手段を制御する最大摩擦力状態制御手段と、を含んで構成されている。

【0023】請求項5の発明は、請求項3又は請求項4の最大摩擦力状態制御手段により前記接觸面が滑りだす直前の状態になった時の作用力に基づいて、前記接觸面における最大摩擦力の値を演算する最大摩擦力演算手段と、該最大摩擦力演算手段により演算された最大摩擦力の値に基づいて前記接觸面の摩擦係数を演算する摩擦係数演算手段と、をさらに含んで構成したものである。

#### 【0024】

【作用】まず、本発明の原理を図8の振動系15をモデルにして説明する。図8に示すように、振動系15は、質量 $M_a$ の慣性体11、この慣性体11と接觸面10を介して接觸する質量 $M_b$ の慣性体12、慣性体11の一端に取り付けられたばね定数 $K$ のばね要素13、このばね要素の他端に取り付けられた質量 $M_c$ の慣性体14から構成されている。

【0025】振動系15は、接觸面10で発生する摩擦力が最大摩擦力以内で接觸面10が滑っていない状態では、慣性体11の振動に慣性体12が連動して振動するため、質量 $(M_a + M_b)$ とばね定数 $K$ のばねと質量 $M_c$ とからなる2慣性系と等価になる。従って、摩擦力が最大摩擦力以内の場合における振動系15における共振

周波数  $f_1$  は、

$$f_1 = \sqrt{\frac{(M_a + M_b + M_c) K}{(M_a + M_b) M_c}} / 2\pi \quad \dots \quad (2)$$

となる。また、他方の慣性体 1 2 が固定端であれば、

$$f_1 = \sqrt{\frac{K}{M_c}} / 2\pi$$

に近似できる。

【0026】これに対し、摩擦力が最大摩擦力を超えて滑り出した状態では、慣性体 1 1 の振動に慣性体 1 2 が

$$f_2 = \sqrt{\frac{(M_a + M_c) K}{M_a M_c}} / 2\pi \quad \dots \quad (4)$$

となる。

【0027】ここで、この振動系 1 5 を接触面 1 0 と平行な方向に共振周波数  $f_1$  又は  $f_1$  近傍の周波数の加振力 1 6 で微小振動させた場合を想定する。接触面 1 0 が滑っていない状態のときは、振動系 1 5 の共振周波数は  $f_1$  なので、振動系 1 5 において、周波数  $f_1$  の振動成分は増幅される。すなわち、振動系 1 5 は周波数  $f_1$  近傍の振動成分が強く現れる共振状態となる。なお、振動系 1 5 の共振特性を表すものとして、例えば加振力 1 6 の最大振幅に対する振動系 1 5 の振動成分の最大値との比で表される共振ゲインがある。この共振ゲインは、共振状態の場合には 1 より遙に大きくなり、共振状態でない場合には、共振状態と比較して小さくなる。

【0028】一方、接触面 1 0 で摩擦力と反対方向の力が最大摩擦力に近づき、滑りだす直前までくると、加振力 1 6 による振動と慣性体の振動とに位相差が出始め、共振ゲインは急激に減少する。

【0029】そして、接触面 1 0 が完全に滑っている状態に移行すると、振動系 1 5 の共振周波数は  $f_2$  に一致するので、加振力 1 6 により与えられた周波数  $f_1$  の振動成分は減衰し、振動系 1 5 は共振しなくなる。

【0030】また、振動系 1 5 を  $f_2$  近傍の周波数の加振力 1 6 で加振する場合には、接触面 1 0 が滑っていない状態のとき、振動系 1 5 は共振せず、接触面 1 0 が滑りだすと、振動系 1 5 は周波数  $f_2$  の振動成分が強く現れる共振状態となる。

【0031】また、加振力 1 6 が  $f_1$  と  $f_2$  近傍の周波数の振動成分を共に含む場合、振動系 1 5 は、接触面 1 0 が滑っていない状態と滑っている状態のいずれの場合でも共振するが、振幅がピークとなる共振周波数が変化

$$J_w \theta_w'' = -T + K(\theta_t - \theta_w) \quad \dots \quad (5)$$

$$J_t \theta_t'' = -K(\theta_t - \theta_w) + \mu WR \quad \dots \quad (6)$$

$$J_v \omega_v' = -\mu WR \quad \dots \quad (7)$$

ここで、

$$w_w = \theta_w' \quad \dots \quad (8)$$

$$J_v = R^2 W \quad \dots \quad (9)$$

$$\omega_v = v/r \quad \dots \quad (10)$$

であり、 $\theta_w$  は車輪 1 1 3 の回転角、 $\theta_w''$  は車輪 1 1 3 の回転角加速度、 $w_w$  は車輪 1 1 3 の回転角速度、 $\theta_t$  はトレッド 1 1 5 の回転角、 $\theta_t''$  はトレッド 1 1 5 の回転角加速度、 $\omega_v$  は車体等価モデル 1 1 7 の回転角

（2）式の共振周波数  $f_1$  は、

$$\dots \quad (3)$$

追随できず、その慣性の影響が小さくなるため、振動系 1 5 は質量  $M_a$  と質量  $M_c$  からなる 2 慣性系と等価となり、その共振周波数  $f_2$  は、

$$\dots \quad (4)$$

することになる。

【0032】なお、上述の慣性体が直線に沿って振動する振動系のモデルは、回転振動系にも容易に拡張できる。この回転振動系のモデルとして例えば図 1 0 に示すように、重量  $W$  の車体 1 1 2 を備えた車両が速度  $v$  で走行している時の車輪での振動現象、すなわち車体と車輪と路面とによって構成される振動系がある。そこで、この振動系の振動現象を、車輪回転軸で等価的にモデル化した図 1 1 に示すモデルを参照して説明する。

【0033】ここで、ブレーキ力（制動力）は、路面と接するタイヤのトレッド 1 1 5 の表面を介して路面に作用するが、このブレーキ力は実際には路面からの反作用として車体 1 1 2 に作用するため、車体重量の回転軸換算の等価モデル 1 1 7 はタイヤのトレッドと路面との間の摩擦要素 1 1 6 を介して車輪 1 1 3 と反対側に連結したものとなる。これは、シャーシーダイナモ装置のように、車輪下の大きな慣性、すなわち車輪と反対側の質量で車体の重量を模擬することができることと同様である。

【0034】図 1 0、図 1 1 でタイヤリムを含んだ車輪 1 1 3 の慣性を  $J_w$ 、リムとトレッド 1 5 との間のばね要素 1 1 4 のばね定数を  $K$ 、トレッド 1 1 5 の慣性を  $J_t$ 、トレッド 1 1 5 と路面との間の摩擦要素 1 1 6 の摩擦係数を  $\mu$ 、車体 1 1 2 の重量の回転軸換算の等価モデル 1 1 7 の慣性を  $J_v$  とすると、系全体の特性は次の

(5) ~ (7) のようになる。なお、以下では時間に関する 1 階微分  $d/dt$  を「」で表し、時間に関する 2 階微分  $d^2/dt^2$  を「」で表す。

【0035】

換算の回転角速度、 $T$  は車輪 1 1 3 に加えられる制動トルク、 $W$  は車体の重量、 $R$  は車輪半径である。制動トルク  $T$  は実際にはブレーキバルブの圧力  $P_b$  の制御によって行う。

【0036】タイヤがグリップしている時は、トレッド115と車体等価モデル117とが直結されていると考えると、車体等価モデル117の慣性とトレッド115

$$f_1 = \sqrt{\{(J_w + J_t + J_v) K / J_w (J_t + J_v)\}} / 2\pi \quad \dots (11)$$

となり、式(2)と全く同じ形式となる。この状態は図9上では領域A1に対応する。

【0037】逆に、タイヤの摩擦係数μがピークμに近付く場合には、タイヤ表面の摩擦係数μがスリップ率Sに対して変化し難くなり、トレッド115の慣性の振動

$$f_2 = \sqrt{\{(J_w + J_t) K / J_w J_t\}} / 2\pi \quad \dots (12)$$

となり、式(4)と全く同じ形式となる。この状態は図9の領域A2に対応し、一般にピークμの点に達すると瞬時に領域A3へと遷移してタイヤがロックする。一

$$J_t < J_w < J_v$$

であり、これより、

$$f_1 < f_2$$

になる。つまり、タイヤがロックに至る場合、車輪共振系の共振周波数が高周波側にずれることになる。また、この共振周波数の変化はピークμ付近で急激に発生する。

【0039】モデルを簡単化し、トレッド115の慣性J<sub>t</sub>を無視した場合でもピークμ状態に近づくと車輪共振系の共振周波数及び車輪速度のゲインのピークの変化は起こり、同様の解析が可能である。

【0040】以上のように、接触面の摩擦状態によって、振動系15や車輪共振系の共振の有無、共振周波数の変化、加振力のどの周波数成分がどの程度の共振ゲインで増幅又は減衰したか等といった共振特性が大きく変わるもの。逆に、この共振特性を検出すれば、接触面の摩擦状態(滑りだす直前の状態など)や摩擦係数などが演算できることになる。

【0041】そこで、請求項1の発明では、摩擦力の生じる接触面の片面側要素に該接触面と略平行な方向に変位するばね要素を接続し、該ばね要素の他端に慣性体を接続した振動系を、加振力発生手段が、この振動系の共振周波数又は共振周波数近傍の振動成分を含む加振力によって加振する。なお、ばね要素の変位方向は、接触面と略平行な方向(接触面内を含む)であれば任意好適に設定できる。次に、加振応答検出手段が、加振された振動系の加振応答の状態量を検出する。この加振応答は、例えば加振力による慣性体の加速度等であり、この状態量として加速度の振動成分の周波数分布等がある。次に、共振特性演算手段が、加振力の状態量と、検出された加振応答の状態量とに基づいて、前記振動系の共振特性を演算する。そして、摩擦状態演算手段が、演算された共振特性に基づいて前記接触面における摩擦状態を演算する。この演算された摩擦状態により、例えば接触面が滑っていない状態、滑りだす直前の状態、及び滑っている状態のいずれの状態にあるかを定量的に識別、判定

の慣性との和の慣性と車輪113の慣性とが共振し、この時の車輪共振系の共振波数f<sub>1</sub>は、

$$\dots (11)$$

に伴う成分は車体等価モデル117に影響しなくなる。つまり等価的にトレッド115と車体等価モデル117とが分離され、トレッド115と車輪113とが共振を起こすことになる。この時の車輪共振系の共振周波数f<sub>2</sub>は、

$$\dots (12)$$

方、共振周波数における車輪速度のゲインのピークもピークμ直前で急激に減少する。

【0038】各慣性の大小関係は、

$$\dots (13)$$

$$\dots (14)$$

できることになる。また、振動系の共振特性を利用して検出感度が高くノイズ等の外乱の影響も受けにくい、という利点がある。

【0042】この発明において、図8の振動系15で接触面10が滑りだす直前の摩擦状態にあるか否かを演算する場合には、例えば接触面10が滑っていないときの振動系15の共振周波数f<sub>1</sub>又はf<sub>1</sub>近傍の周波数で振動系15を加振し、周波数f<sub>1</sub>で振動する成分の共振ゲインを演算し、この共振ゲインが第1の基準値より小さくなつたときに摩擦状態が滑りだす直前の状態と判定する。また、接触面が滑っているときの共振周波数f<sub>2</sub>で加振して、この周波数で振動する成分の共振ゲインが第2の基準値より大きくなつたとき、滑りだす直前の状態と判定しても良い。さらに、少なくとも共振周波数f<sub>1</sub>及びf<sub>2</sub>の2つの振動成分を含む加振力で加振し、共振周波数の値の変化に基づいて摩擦状態を演算しても良い。

【0043】また、振動系にホワイトノイズ等のような周波数特性を持つ外力が常時入力している場合には、加振力発生手段により加振力を与えなくても、振動系は摩擦状態に特有な共振特性で振動する。

【0044】そこで、請求項2の発明では、外力検出手段が外力の状態量を検出し、応答振動検出手段が外力に対する振動系の応答振動の状態量を検出する。次に、共振特性演算手段が、検出された外力と応答振動の状態量とに基づいて、共振特性を演算する。そして、摩擦状態演算手段が、演算された共振特性に基づいて接触面における摩擦状態を演算する。このように外力により振動系が共振を起こす場合には、加振力発生手段を省略でき、装置をシンプルに構成できる。

【0045】また、上記のような共振特性に基づく摩擦状態検出の原理は、接触面が滑りだす直前の状態、すなはち最大摩擦力を保持するように制御する装置にも応用

することができる。

【0046】そこで、請求項3の発明では、加振力発生手段が、この振動系の共振周波数又は共振周波数近傍の振動成分を含む加振力により、振動系を加振する。次に、加振応答検出手段が、加振された振動系の加振応答の状態量を検出し、共振特性演算手段が、加振力の状態量と検出された加振応答の状態量に基づいて、振動系の共振特性を演算する。また、接触面の片面側要素には作用力発生手段により作用力が与えられており、この作用力は、演算された共振特性に基づいて接触面が滑りだす直前の状態になるように最大摩擦力状態制御手段により制御される。これにより、例えば荷物を把持して上方につり上げて移動させる装置などでは、荷物を把持する把持力（作用力）が、荷物との接触面が滑りだす直前の摩擦状態になるように制御されるため、不必要に大きな把持力で荷物を破壊するおそれを回避できる。なお、この作用力の様として、把持力の他に、車輪等を回転させるための駆動力、車輪等に作用するブレーキ力のような制動力等がある。車輪と路面との摩擦状態が滑りだす直前の状態になるようにブレーキ力を制御すれば、アンチロックブレーキ制御装置にも応用できる。

【0047】また、請求項2の発明のように振動系にホワイトノイズ等のような周波数特性を持つ外力が常時入力しているような場合には、加振力発生手段により加振力を与えなくても、振動系は摩擦状態に特有な共振特性で振動する。

【0048】そこで、請求項4の発明では、外力検出手段が外力の状態量を検出し、応答振動検出手段が外力に対する振動系の応答振動の状態量を検出する。次に、共振特性演算手段が、検出された外力と応答振動の状態量に基づいて、共振特性を演算する。また、接触面の片面側要素には作用力発生手段により作用力が与えられており、この作用力は、演算された共振特性に基づいて接触面が滑りだす直前の状態になるように最大摩擦力状態制御手段により制御される。このように外力により振動系が共振を起こす場合には、加振力発生手段を省略でき、装置をシンプルに構成できる。

【0049】また、請求項3又は請求項4の発明のように、接触面が滑りだす直前の状態に保持されるように作用力が制御される場合、この作用力により接触面に発生する力は最大摩擦力に等しい力となる。従って、作用力に基づいて最大摩擦力の値が演算できる。さらに、最大摩擦力の値がわかれば、これを装置の自重で除算することにより静止摩擦係数が求められる。

【0050】そこで、請求項5の発明では、接触面が滑りだす直前の状態になった時の作用力に基づいて、最大摩擦力演算手段により接触面における最大摩擦力の値を演算する。そして、摩擦係数演算手段により、演算された最大摩擦力の値に基づいて静止摩擦係数を演算する。これにより、摩擦係数が時々刻々と変化していく路面等

で計測を行う場合でも、静止摩擦係数を正確かつ連続的に検出することができる。

【0051】

【実施例】

（第1実施例）以下、共振特性を利用した摩擦状態検出装置の実施例について、図面に基づいて詳細に説明する。

【0052】以下で説明する第1実施例は、本発明の摩擦状態検出装置を例えばクレーンのように荷物を把持し移動させる荷物把持装置に応用することにより、荷物を落とすことなく、また、荷物を破損することなく適切な力で把持することを可能にしたものである。この第1実施例に係る荷物把持装置を図1及び図2を参照しつつ説明する。

【0053】図1（A）の正面図が示すように、本実施例に係る荷物把持装置は、荷物21を把持する把持部22、この把持部22に把持力を与えるための把持力発生部23、全体をつり上げるためにこの把持力発生部23に取り付けられたワイヤ24、及びこのワイヤ24を牽引するための牽引装置（図示なし）から構成される。また、この荷物把持装置の外観を側面から見ると、図1

（B）のように示され、荷物21を把持する把持力25が、図の示す方向に与えられていることがわかる。

【0054】なお、把持部22と荷物21との接触面に発生する最大摩擦力は、把持力25とこの接触面における静止摩擦係数 $\mu_{stat}$ の積により決定される。従って、把持力25が十分に大きく最大摩擦力が荷物21の荷重以上の時には、荷物21は滑り落ちず、逆に把持力が小さくなれば最大摩擦力が荷物21の荷重より小さくなると、荷物21は滑り落ちることになる。

【0055】図2に、把持力25を制御するための制御系と把持部22の詳細な構成を示す。図2に示すように、把持部22は、その外郭部分を構成する質量 $M_c$ の慣性体35、及びこの慣性体35に各々ばね定数 $K/2$ のばね要素33とばね要素34とを介して質量 $M_b$ の荷物21と接触する側に取り付けられた質量 $M_a$ の接触部31を含んで構成される。

【0056】なお、接触部31は、ばね要素33とばね要素34を介して水平方向に変位するように取り付けられる。すなわち、本実施例では、ばね要素の変位方向は、接触面30と略平行で、荷物21の荷重に抗する摩擦力の発生方向とは垂直になる。

【0057】また、接触部31と慣性体35との間に、接触部31を、ばね要素33とばね要素34とが変位する方向に加振周波数 $f_2$ （ $=\sqrt{\{(M_a+M_c)K/M_aM_c\}/2\pi}$ ）の加振力36を加えて微小加振する加振力発生手段40が取り付けられている。図1

（A）に示すように、この加振力36によって荷物21は接触部31と共に、水平方向26に微小振動することになる。この加振力発生手段40は、例えば、ばね要素

3 3 とばね要素 3 4 の取付け部分に圧電素子を取付け、この圧電素子を電気駆動で変位させることにより容易に実現できる。また、接触部 3 1、慣性体 3 5 にそれぞれ磁性体とコイルを取付け、電磁石の吸引反発力で微小加振させることによっても容易に実現できる。

【0058】さらに、接触部 3 1 には、加振力発生手段 4 0 により微小加振された際の接触部 3 1 の応答特性を検出する加振応答検出手段 4 1 が取り付けられている。この応答検出手段 4 1 は、例えば加振力 3 6 による接触部 3 1 の加速度 3 8 を応答特性として計測する加速度計 3 7 により実現できる。

【0059】また、加振力発生手段 4 0 により与えられる加振力 3 6、及び加振応答検出手段 4 1 により検出される加速度 3 8 などの応答特性に基づいて荷物 2 1 を把持した把持部 2 2 の共振特性を演算する共振特性演算手段 4 2 が設けられている。この共振特性は、例えば加振力 3 6 の最大振幅に対する加速度 3 8 の振動成分の最大振幅の比（共振ゲイン）、共振周波数の変化などで表される。

【0060】さらに、共振特性演算手段 4 2 により演算された共振特性に基づいて接触部 3 1 と荷物 2 1 との接触面の摩擦状態を判定する摩擦状態演算手段 4 3、この判定された摩擦状態に基づいて、把持力発生部 2 3 を制御して把持部 2 2 に印加する把持力を最適に調節する把持力制御手段 4 4 が設けられている。

【0061】次に、この荷物把持装置の作用について説明する。加振力発生手段 4 0 により与えられる加振力の加振周波数  $f_2$  は、接触部 3 1 が荷物 2 1 と離れているときの接触部 3 1、ばね要素 3 3、ばね要素 3 4、慣性体 3 5 から成る振動系の共振周波数である。

【0062】ところで、荷物 2 1 が把持部 2 2 の把持力 2 5 によりしっかりと把持されている時は、加振力 3 6 による接触部 3 1 の微小振動と共に荷物 2 1 が完全に追随して振動するので、この振動系は、質量  $M_a$  の接触部 3 1 に荷物 2 1 の質量  $M_b$  を加えた振動系と等価となり、共振周波数は  $f_1 = \sqrt{\{ (M_a + M_b + M_c) K / (M_a + M_b) M_c \} / 2\pi}$  になる。このため、荷物 2 1 がしっかりと把持されている時には、加振周波数  $f_2$  の加振力ではこの振動系は共振せず、加振応答検出手段 4 1 により検出される加速度 3 8、そして共振特性演算手段 4 2 により演算される共振ゲインは、共振した場合と比較して小さい値となる。

【0063】一方、把持部 2 2 の把持力 2 5 が次第に弱まり、接触面 3 0 における最大摩擦力が一定の値以下に小さくなってくると、加振力 3 6 による接触部 3 1 の微小振動に荷物 2 1 が追随できず、質量  $M_b$  の影響が小さくなるため、振動系の共振周波数は  $f_2$  に近づいていく。従って、加振応答検出手段 4 1 により検出される加速度 3 8 の周波数  $f_2$  の振動成分は増幅していき、これにより共振ゲインも次第に増加する。特に、荷物 2 1 が

滑り出す直前になると、加速度の加振周波数成分は急激に増加する。

【0064】共振特性演算手段 4 2 により共振ゲインが演算されると、摩擦状態演算手段 4 3 は、この共振ゲインに基づいて接触面 3 0 における摩擦状態を演算する。例えば、共振ゲインが基準値より小さい場合は滑っていない状態にある摩擦状態を、共振ゲインが基準値以上の場合、滑り出す直前にある摩擦状態を演算する。この摩擦状態を示す演算値により、接触面 3 0 の状態が、滑っていない状態、滑りだす直前の状態、滑りだした状態のいずれにあるかが識別判定できる。なお、本実施例の場合、この摩擦状態演算手段 4 3 は、単に滑りだす直前になったか否かを判定するだけでも良い。

【0065】そして、把持力制御手段 4 4 は、演算された摩擦状態に基づいて、把持力 2 5 が必要最小限の値に保たれるように把持力発生部 2 3 を制御する。すなわち、滑っていない摩擦状態の場合には、荷物 2 1 がしっかりと把持されているので、把持力 2 5 を減少させるよう制御し、滑りだす直前と判定された摩擦状態の場合には、把持力 2 5 を増加させるよう制御する。なお、共振特性演算手段 4 2 で演算された共振ゲイン等の共振特性を把持力制御手段 4 4 に伝達するようにし、直接、共振特性の値に基づいて把持力 2 5 を制御するようにしても良い。この場合には、摩擦状態演算手段 4 3 は不要となる。

【0066】以上のように摩擦状態を連続的にかつ正確に検出できるので、荷物が滑り出す直前の必要最小限の把持力に制御することが可能となる。これにより、必要以上に大きい把持力による荷物の破損を避けることも可能となる。また、摩擦状態により振動系の共振周波数が大きく変動する性質を利用しているため、検出感度が高く外乱の影響も受けにくい。さらに、制御系もシンプルかつ安価に構成でき、信頼性も高いという利点がある。

【0067】（第2実施例）共振特性を利用した摩擦状態検出の原理を、摩擦係数を計測する摩擦係数計測装置にも応用することができる。これを第2実施例に係る摩擦係数計測装置として図3及び図4を参照しつつ説明する。

【0068】図3（A）の正面図が示すように、この摩擦状態計測装置は、被計測面 5 4（路面）にこの計測装置の自重でもって接触するタイヤ 5 1、このタイヤ 5 1 を支持するための取付けステー 5 3 及び図示しない制御系を含んで構成されている。この取付けステー 5 3 は、この計測装置によって計測された摩擦係数を利用する装置、例えば車体（図示なし）などに取り付けられる。以下では、取付けステー 5 3 は、車体に取り付けられている場合を想定する。

【0069】また、図3（B）の側面図が示すように、タイヤ 5 1 のホイール側には、タイヤ 5 1 を回転させるホイールモータ 5 2 が備えられている。

【0070】ここで、図3のように構成された摩擦係数計測装置の制御系全体の構成、及びこの計測装置と被計測面54と車体とから構成される振動系の等価モデルを図4に示す。図4によれば、図3の摩擦係数計測装置の制御系は、慣性モーメントMcのホイールモータ52のトルク指令に共振周波数 $f_1$  ( $=\sqrt{(K/Mc)/2\pi}$ ) の微小振動成分を重畳させる加振力発生手段67、微小振動成分が重畳されたホイールモータ52の回転速度の振動成分を検出して共振特性を演算する共振特性演算手段69、検出された共振特性に基づいてタイヤ51と被計測面54の摩擦状態を判定する摩擦状態演算手段70、判定された摩擦状態に基づいてホイールモータ52への制動力/駆動力が最大値となるように制御する制動力/駆動力制御手段71、及び制動力/駆動力をこの計測器の自重で除算することにより接触面の静止摩擦係数を計測する摩擦係数演算手段72を含んで構成される。

【0071】また、図4に示された振動系の等価モデルの各要素は、それぞれ図3における次の要素と等価である。慣性体61は慣性モーメントMcのホイールモータ52の回転子、ばね要素62はタイヤ51のタイヤサイドウォールのばね定数Kの捻じればね、慣性体63は慣性モーメントMaのタイヤ51のベルト部に各々相当する。また、接触面64はタイヤ51と被計測面54との接触面に相当し、慣性体65は、ホイールモータ52の固定子部と取付けステー53及びこの計測器が取り付けられた車体の慣性を同軸上の等価慣性モーメントMbとして表したものである。なお、図4の等価モデルにおける接触面64の摩擦状態に依存する共振特性は、上述した図1の等価モデルと全く同じ原理に従うので、詳細な説明を省略する。

【0072】次に、本実施例に係る摩擦係数計測装置の作用について、図4の等価モデルを参照して説明する。

【0073】最初に被計測面54をタイヤ51が滑らずに転動している場合を想定する。この場合、この計測装置と被計測面54と車体から構成される振動系は、慣性モーメント(Ma+Mb)と慣性モーメントMcとからなる2慣性系に近似され、その共振周波数は $f_1$  ( $=\sqrt{(Ma+Mb+Mc)K/(Ma+Mb)Mc}/2\pi$ ) となる。

【0074】ここで、 $(Ma+Mb) \gg Mc$ を考慮すると、

$$f_1 = \sqrt{(K/Mc)/2\pi}$$

に近似できる。

【0075】加振力発生手段67は、ホイールモータ52へのトルク指令に周波数 $f_1$  ( $\sqrt{(K/Mc)/2\pi}$ ) の微小振動成分を重畳させる。従って、ホイールモータ52の回転子に相当する慣性体61には、周波数 $f_1$ で振動する加振トルク66がかかる。接触面が滑らない状態のとき、この振動系の共振周波数 $f_1$ と加振トル

ク66の周波数が一致し、振動系は共振する。

【0076】次に、加振応答検出手段68は、加振トルク66により生じた慣性体61の回転速度の振動成分を検出する。上記のように接触面が滑っていない状態のときは、この加振応答検出手段68により、共振周波数 $f_1$ の大きな回転速度振動成分が検出される。

【0077】次に、共振特性演算手段69は、共振特性として、共振周波数 $f_1$ の振動成分の振幅値を演算する。これは、加振トルク66の最大振幅が常に一定値をとる場合に有効である。なお、第1実施例のように、加振トルク66の最大振幅に対する回転速度の振動成分の最大値との比(共振ゲイン)を求めて良い。

【0078】そして、摩擦状態演算手段70は、共振特性に基づいて、接触面の摩擦状態を演算する。例えば、振幅値が基準値を超えた場合は滑っていない状態にある摩擦状態を、振幅値が基準値より小さい場合は、滑りだした摩擦状態を演算する。なお、この場合には、大きな回転速度振動成分が現れているので、演算された摩擦状態により接触面は滑っていないと判定される。

【0079】次に、制動力/駆動力制御手段71は、演算された摩擦状態に基づいて、接触面が滑る直前の摩擦状態になるように、タイヤ51を介して被計測面54に作用する制動力/駆動力を制御する。すなわち、この装置がある速度で走っている車体等に取り付けられている場合には、タイヤ51の回転を抑えるようなブレーキ力を制動力として与え、逆に、駆動力を持たない装置に取り付けられていたり、単独の場合には、ホイールモータ52によりタイヤ51を回転させるための駆動力を与える。なお、駆動力を増加させると、これに抗する摩擦力が最大摩擦力まで直ちに増加するように、この計測装置に大きな負荷をかけておいても良い。

【0080】上記のように接触面が滑っていない状態と判定された場合には、制動力/駆動力制御手段71は、制動力を増加させるよう制御する。これにより、制動力/駆動力に抗する摩擦力は増大する。

【0081】ここで、スリップ速度(タイヤ51のトレッドと被計測面54との相対速度)に対する制動力/駆動力の関係を図5に示す。図5において、この領域

(A)のスリップ速度の範囲が接触面64が滑っていない状態に対応している。図より領域(A)において制動力/駆動力はスリップ速度の増加と共に増加していることがわかる。なお、本来滑っていないはずの領域(A)でスリップ速度が0より大きくなるのは、タイヤ51のトレッドが接地してから離れるまでの間に、トレッド自体が弾性変形するためで、接触面64は滑っていないが、車体速度とタイヤ51の回転速度との関係で見ると、あたかも滑っているかのように見えるからである。

【0082】このように接触面が滑っていないと判定された場合には、制動力/駆動力は増加していくが、この力が最大摩擦力を超えるようになると接触面64は実際

に滑りだすようになる。図5では、制動力／駆動力がピークに達した以降の領域(B)が、接触面64が実際に滑りだす状態に相当する。

【0083】接触面が滑りだすと、慣性体65は周波数 $f_1$ の振動に追随できず、その慣性モーメント $M_b$ の影響が小さくなるので、この振動系は慣性モーメント $M_a$ と慣性モーメント $M_c$ とからなる2慣性系に近似され、共振周波数は $f_2 = \sqrt{\{ (M_a + M_c) K / M_a M_c \}} / 2\pi$ となる。これより、加振力発生手段67が周波数 $f_1$ の加振トルク66で微小加振しても振動系は共振せず、加振応答検出手段68により検出された回転速度の振動成分は小さくなる。そして、共振特性演算手段69により演算された最大振幅値が減少して基準値以下となると、摩擦状態演算手段70は、接触面が滑っている状態の摩擦状態を演算する。この摩擦状態に基づいて制動力／駆動力制御手段71は、制動力／駆動力が減少するように制御する。図5の例では、領域(B)においてスリップ速度の増加と共に、制動力／駆動力が減少していくことがわかる。

【0084】以上のように、接触面64が滑っていないと判定したときは、制動力／駆動力を増加させるように制御し、接触面64が滑っていると判定したときは、制動力／駆動力を減少させるように制御することにより、接触面の摩擦状態が滑る直前の状態に保持される。すなわち、制動力／駆動力によりタイヤのトレッドにかかる力の値(図7のピークに対応)は、接触面64における最大摩擦力付近の値になるように保たれる。

【0085】そして、摩擦係数演算手段72は、最大摩擦力となるよう保持された制動力／駆動力をこの摩擦係数計測器の自重で除算して、接触面64における静止摩擦係数を計測する。これにより、接触面64の摩擦係数が連続的に変化する場合においても容易に静止摩擦係数を計測できる。

【0086】また、被計測面54が、例えば路面のように凹凸の多い場合、この計測器の自重に加えて余計な垂直方向の力が被計測面54にかかったり、逆に接触しなくなったりするため、演算される摩擦係数に大きな誤差が生じる。そこで、図6(A)及び(B)に示すように、タイヤ51の回転中心軸が上下に移動できるような軸取付けステー54を設けても良い。これにより、多少の凹凸のある場合でも、本実施例に係る摩擦計測装置は、被計測面54に常に自重でもって接触するので、正確な摩擦係数の測定が可能となる。なお、この場合、最大摩擦力の割合である自重は、タイヤ51とホイールモータ52の構成部分の荷重和であって、取付けステー53等の荷重は除外される。

【0087】また、本実施例に係る摩擦係数計測装置は単独でも利用できるが、取付けステー53を介して自動車等に第5輪として取り付ければ、自動車の制御にも応用できる。なお、この場合、タイヤ51と路面間の摩擦

係数が、取り付けられた自動車のタイヤと路面間の摩擦係数と等しいか、或いは両摩擦係数間の一定の関係が求めわかっていることが必要である。

【0088】例えば、パワーステアリング装置に応用した場合、この装置により計測された路面摩擦係数と、走行中の横加速度に基づいて、旋回状態(横加速度)が限界状態になったときを判断し、このときにパワーステアリングの操舵力を通常時とは異なった大きさに変更する制御を行う。これによって、外乱が多く、路面の摩擦係数が刻々と変わる場合でも、摩擦係数計測装置により正確に摩擦係数を測定できるので、旋回状態の限界状態をより正確かつ安定に判断でき、安全性を向上させることができる。

【0089】さらに、アンチロックブレーキ制御にも応用することができる。この場合、車体側では、摩擦係数測定装置により測定された摩擦係数に基づいてタイヤと路面間の最大摩擦力を演算し、タイヤと路面間に働く力が演算された最大摩擦力となるように、ブレーキ力を制御する。或いは、この装置で演算した摩擦係数を直接渡すのではなく、摩擦状態演算手段70により演算された摩擦状態を車体の制御部に渡し、検出された摩擦状態が滑りだす直前になるようにブレーキ力を制御するようにしても良い。なお、後者の場合、摩擦係数計測装置のタイヤ51は、車体側のタイヤと同じ摩擦状態になるように制動を受けることが必要である。

【0090】以上が本発明に係る実施例であるが、上記例のみに限定されるものではない。例えば、上記第1実施例、第2実施例共に、加振力発生手段を用いて慣性体を振動系の共振周波数で微小加振するようにしていったが、応用分野によっては、加振力発生手段を用いない実施態様もあり得る。

【0091】第1の実施態様として、例えばホワイトノイズのような周波数特性を持つ外力が外乱として常に入力されている場合には、検出した振動成分から、共振周波数成分の実効値と全周波数成分の実効値とを求める、それらの比に基づいて共振特性を検出することができる。

【0092】また、第2の実施態様として、インパルス的又はステップ的な外力が頻繁に入力される場合には、この入力に対する応答波形から、共振周波数成分と、それ以外の周波数成分(若しくは全周波数成分)を分離し、それらの成分比から共振特性を求めることができる。

【0093】このように、第1の実施態様及び第2の実施態様は、加振力発生手段を用いないため、シンプルな構成となり、信頼性のみならず経済的にも有利になる。

【0094】また、共振特性として、共振ゲインや振動系の振幅値を演算したが、例えば、各摩擦状態に対応する振動系の共振周波数すべてを含む加振力で振動系を共振させ、最大振幅時の共振周波数の変化を演算するようにしても良い。

【0095】さらに、加振力の周波数は、共振周波数と丁度一致しなくても、振動系の共振特性を明確に識別できる範囲であれば、共振周波数近傍の周波数でも良い。

【0096】

【発明の効果】以上詳細に説明したように、請求項1及び請求項2の発明によれば、接触面の摩擦状態を、振動系の共振特性に基づいて演算するようにしたので、構成をシンプルにできると共に、外乱が多く、かつ、摩擦状態が時々刻々と変わるような場合でも、高い精度で正確に摩擦状態を検出することができる、という効果が得られる。

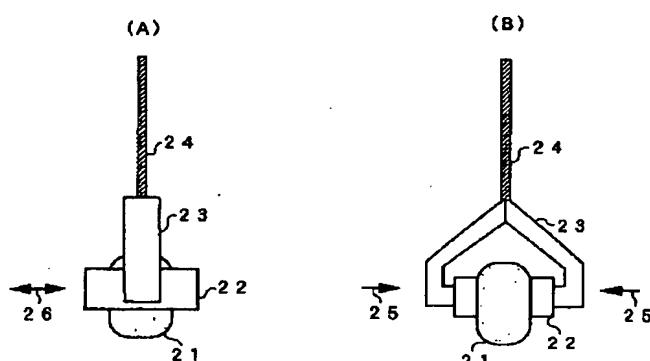
【0097】請求項3及び請求項4の発明によれば、振動系の共振特性に基づいて演算された摩擦状態を、滑りだす直前の状態に維持することを可能としたので、滑ることが許されない場合などで、必要最小限の力により制御を円滑に実行することができる、という効果が得られる。

【0098】請求項5の発明によれば、振動系の共振特性に基づいて摩擦係数を演算するようにしたので、構成をシンプルにできると共に、外乱が多く、かつ、摩擦状態が時々刻々と変わるような場合でも、高い精度で正確に摩擦係数を演算することができる、という効果が得られる。

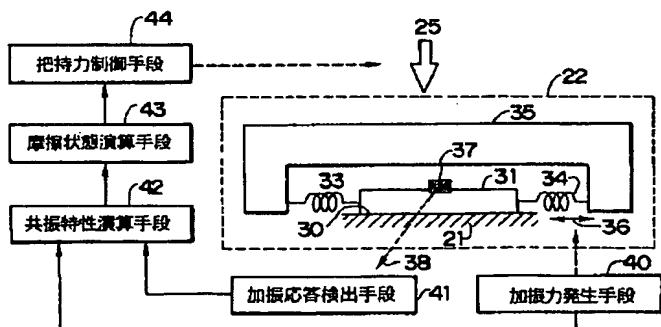
#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例に係る荷物把持装置の外観図であり、(A)は正面図、(B)は側面図を示す。

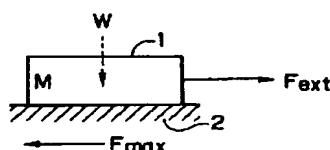
【図1】



【図2】



【図7】



【図2】第1実施例に係る荷物把持装置の把持部の詳細な構成及び構成ブロック図である。

【図3】本発明の第2実施例に係る摩擦係数測定装置の外観図であり、(A)は正面図、(B)は側面図を示す。

【図4】第2実施例に係る摩擦係数測定装置の回転軸換算したモデル及び構成ブロック図である。

【図5】制動力／駆動力のスリップ速度に対する特性を示す線図である。

【図6】第2実施例に係る摩擦係数測定装置の変形例であり、(A)は正面図、(B)は側面図を示す。

【図7】外力と最大摩擦力との関係を示す図である。

【図8】共振特性を利用した摩擦状態検出の原理を説明するための振動系の等価モデルを示す図である。

【図9】タイヤと路面との間の摩擦係数μのスリップ率Sに対する特性を示す線図である。

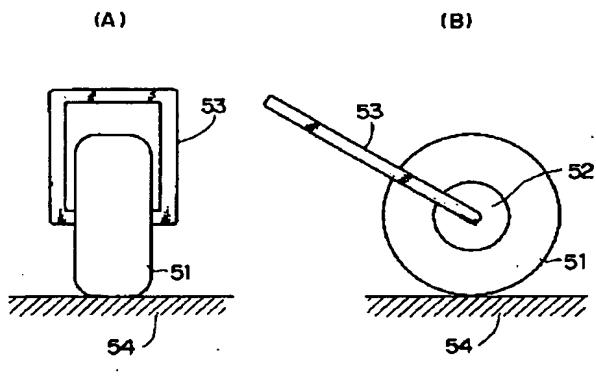
【図10】車両の力学モデルを示す図である。

【図11】車両の力学モデルを回転軸換算したモデルを示す図である。

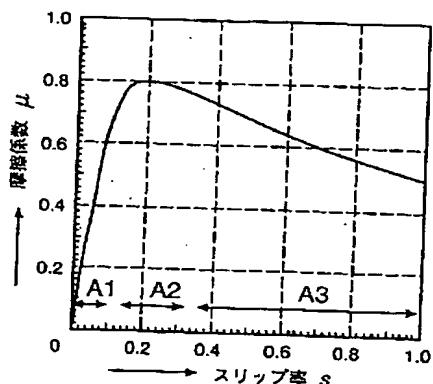
#### 【符号の説明】

- 6 7 加振力発生手段
- 6 8 加振応答検出手段
- 6 9 共振特性演算手段
- 7 0 摩擦状態演算手段
- 7 1 制動力／駆動力演算手段
- 7 2 摩擦係数演算手段

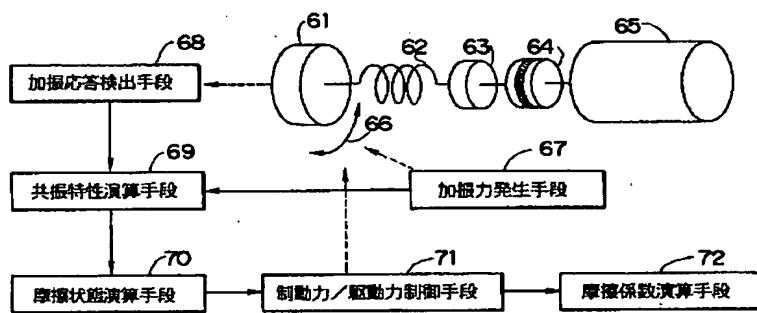
【図3】



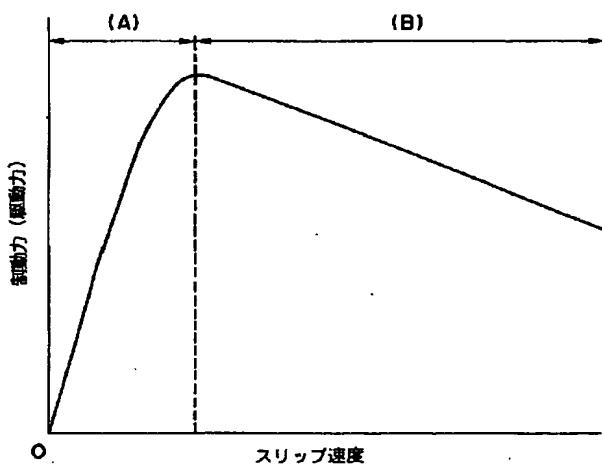
【図9】



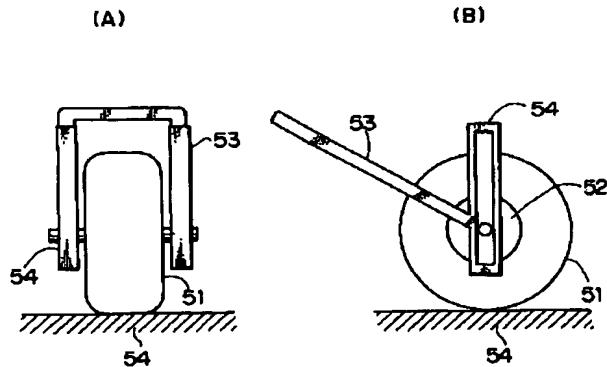
【図4】



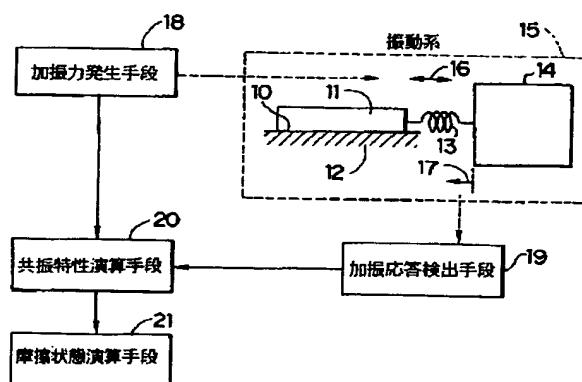
【図5】



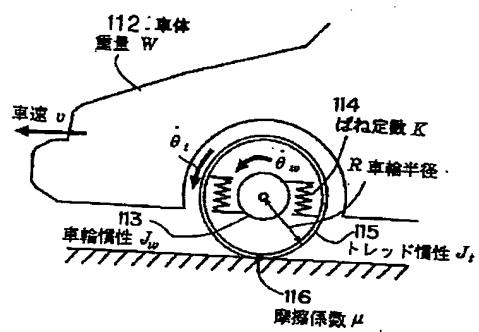
【図6】



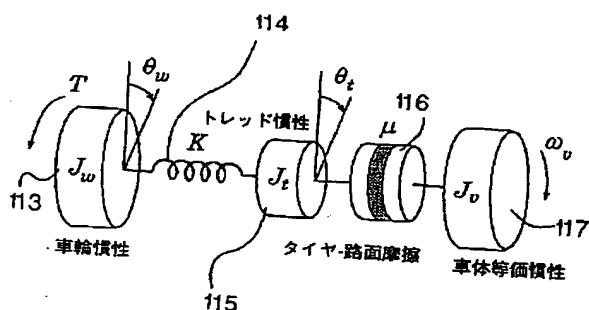
【図8】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

G 01 N 3/56  
// B 62 D 137:00

識別記号 庁内整理番号

F I  
G 01 N 3/56

技術表示箇所

G